

Г.А. ПРИЙМАКОВ, асп. каф. газогидромеханики и тепло-массообмена НТУ „ХПИ”

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНОГО ГИБКОГО КОЛЕСА ГЕРМЕТИЧНОЙ СИЛОВОЙ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Описані результати експериментального дослідження динаміки та перехідних процесів металополімерних гнучких коліс герметичних силових хвильових зубчатих передач.

The research results of experimental investigation of dynamics and transient processes of metalpolymeric flexible wheel of leakproof power wave gear drives were described.

1. Описание станда и методика эксперимента. Экспериментальный стенд

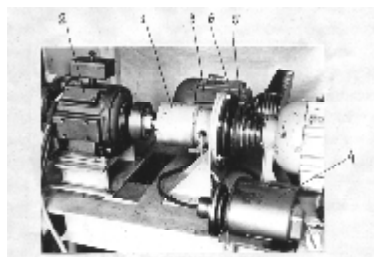


Рис. 1. Экспериментальный стенд для исследования герметичной силовой волновой зубчатой передачи (СВЗП)

изображен на рис. 1. Волновой редуктор 1 установлен на общей раме с порошковым электромагнитным тормозом ПТ-6, поз. 2. Входной вал редуктора приводится во вращение при помощи клиноременной передачи 5 электродвигателя 3 или 4. последний из них служит для получения частоты вращения генератора 2 мин⁻¹. Диск 6 позволяет устанавливать генератор герметичной волновой передачи в строго определенном положении относительно неподвижного металлополимерного гибкого колеса (МГК).

На рис. 2 изображена применяемая аппаратура: тензоусилительная станция 8АНЧ-7м, поз. 9; светолучевой осциллограф типа Н-115, поз. 8, и выпрямитель постоянного тока типа ВСТ-3, поз. 7. Испытуемое колесо показано на рис. 3. Напряженное состояние гибкого колеса при различных частотах вращения генератора исследовалось методом тензометрирования. Схема наклейки датчиков показана на рис. 4. Датчики 1, 2 наклеены в сечении, для которого координата $\xi=0.5$, датчики 3, 4 и 5, 6 наклеены соответственно в сечениях, для которых $\xi=1.5$ и $\xi=2.0$.

В экспериментах замерялись компоненты относительных деформаций в точках наклейки тензодатчиков. Напряжения определялись по известным зависимостям:

$$\begin{cases} \sigma_x = \frac{E}{1-\mu^2} (\epsilon_x + \mu \epsilon_\phi); \\ \sigma_\phi = \frac{E}{1-\mu^2} (\epsilon_\phi + \mu \epsilon_x), \end{cases} \quad (1)$$



Рис. 3. Исследуемое металлополимерное гибкое колесо СВЗП

где σ_x, σ_ϕ – нормальные напряжения в осевом и окружном направлениях; $\epsilon_x, \epsilon_\phi$ – де-

формации, замеренные при помощи тензодатчиков соответственно в осевом и окружном направлениях; в экспериментах частота вращения генератора изменялась при помощи клиноременной передачи от 2 до 9000

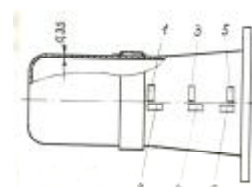


Рис. 4. Схема наклейки тензодатчиков

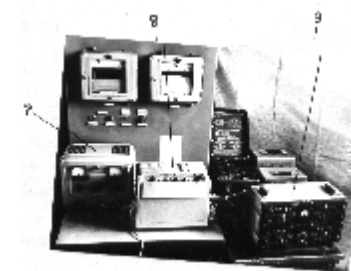


Рис. 2. Исследовательская аппаратура

мин⁻¹ ступенями через 1500 мин⁻¹. Нагрузка на выходном валу редуктора поддерживалась постоянной при всех скоростях вращения генератора и равнялась $M_T = 0; 100; 200; 300$ Нм. При каждой нагрузке скорости вращения генератора было проведено не менее 5 экспериментов.

Из-за нагрева гибкого колеса в предварительных экспериментах отмечался значительный разбаланс тензометрического моста, т.к. компенсационные датчики расположены за пределами редуктора. Для уменьшения температурной погрешности тензодатчики типа ПКП были заменены на термокомпенсированные. Такая замена, однако, не привела к полному устранению температурной погрешности.

В дальнейшем был применен следующий метод исключения «увода нуля» и температурной погрешности. После установки нулей на приборе усилителя 8АНЧ-7м редуктор собирался и записывались показания отклонений лучей гальванометров осциллографа при фиксированном положении генератора. Фиксация генератора осуществлялась контрольным диском, установленным на его валу. Температура гибкого колеса замерялась термпарой и регистрировалась на приборе АСП-12. Работе передачи на любой скорости вращения генератора соответствовал определенный тепловой режим, т.е. определенная температура гибкого колеса. Поэтому во время каждого эксперимента волновой редуктор работал до установившегося теплового режима, отключался, генератор при помощи контрольного диска фиксировался, и световой луч устанавливался поворотом гальванометра в положение, соответствующее его отклонению при начальной установке генератора. Далее повторно включался электродвигатель, и производилась запись деформаций. Отклонение температуры от установившейся при настройке и съемке не превышало $\pm 1^0$ С. „Увод нуля” контролировался перед каждым экспериментом при помощи контрольного диска и настраивался усилителем так, чтобы гальванометр работал в линейной части его характеристики.

Из партии тензодатчиков, которые использовались на гибком колесе, бралась часть датчиков и наклеивалась на тарировочную

балку, и они использовались в качестве компенсационных. Каждый канал усилителя тарировался по величине относительной деформации. При тарировке гибкое колесо снималось с генератора, и наклеенные на нем датчики использовались в качестве компенсационных. Рабочими в этом случае служили датчики на тарировочной балке.

2. Результаты экспериментальных исследований. В качестве примера на рис.5 показаны осциллограммы изменения деформаций в гибком колесе в продольном направлении, датчик 2.

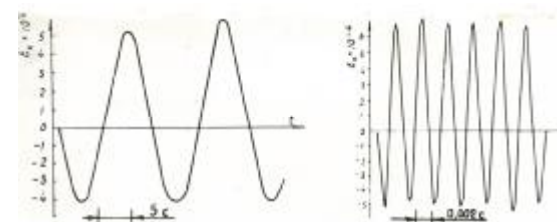


Рис. 5. Осциллограммы изменения относительных деформаций в продольном направлении в сечении $\xi=0.5$:
1 – $n=2$ мин⁻¹; 2 – $n=9000$ мин⁻¹

Как видно из осциллограмм, в гибком колесе наблюдаются только вынужденные колебания относительных деформаций, частота которых соответствует частоте вращения генератора. Характер изменения относительных деформаций в окружном направлении не отличается от характера изменения относительных деформаций в продольном направлении.

На основании полученных осциллограмм построены графики изменения амплитудных значений относительных деформаций в зависимости от частоты вращения генератора и момента на выходном валу редуктора (рис. 6-8). Там же представлены графики изменения амплитудных значений изгибных напряжений в окружном и осевом направлениях для зон большой и малой осей сформированного колеса, рассчитанные по формуле (1).

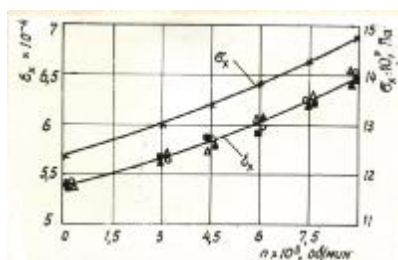


Рис. 6. Изменение уровней относительных деформаций и напряжений в окружном направлении в колесе, в сечении $\xi=0.5$, в зоне большой оси генератора: \circ - $M_n=0$; \blacksquare - $M_n=200$ Нм; Δ - $M_n=100$ Нм; \blacktriangle - $M_n=300$ Нм

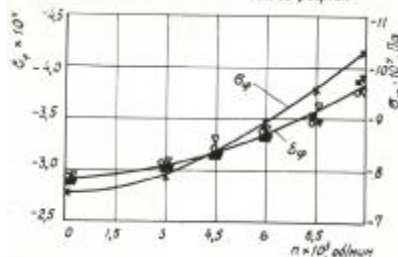


Рис. 7. Изменение уровней относительных деформаций и напряжений в окружном направлении в колесе, в сечении $\xi=0.5$, в зоне малой оси генератора: \circ - $M_n=0$; \blacksquare - $M_n=200$ Нм; Δ - $M_n=100$ Нм; \blacktriangle - $M_n=300$ Нм

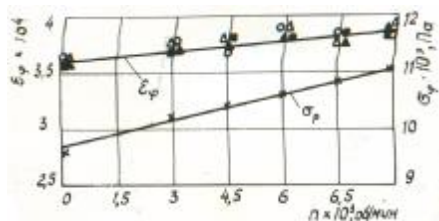


Рис. 8. Изменение уровней относительных деформаций и изгибных напряжений в осевом направлении и гибком колесе, в сечении $\xi=0.5$, в зоне большой оси генератора: \circ - $M_n=0$; \blacksquare - $M_n=200$ Нм; Δ - $M_n=100$ Нм; \blacktriangle - $M_n=300$ Нм

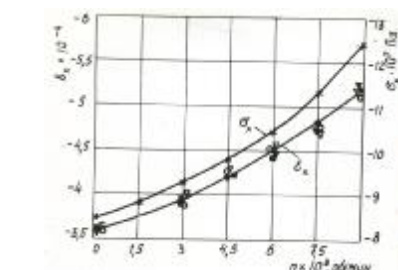


Рис. 9. Изменение уровней относительных деформаций и изгибных напряжений в осевом направлении в гибком колесе, в сечении $\xi=0.5$, в зоне малой оси генератора: \circ - $M_n=0$; \blacksquare - $M_n=200$ Нм; Δ - $M_n=100$ Нм; \blacktriangle - $M_n=300$ Нм

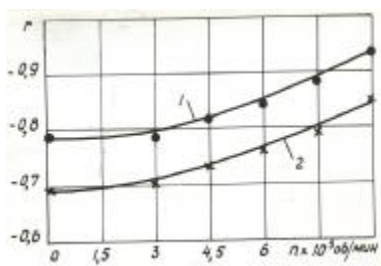


Рис. 10. Изменение коэффициентов асимметрии цикла изгибных напряжений в сечении $\xi=0.5$: 1 – для напряжений изгиба в окружном направлении; 2 – для напряжений изгиба в продольном направлении

Как видно из графиков, с увеличением частоты вращения генератора наблюдается рост напряжений изгиба (рис. 9). Рост отрицательных напряжений в зоне малой оси деформированного колеса более интенсивен, чем в зоне большой оси. В силу этого наблюдается увеличение коэффициента асимметрии цикла (рис. 10). Было установлено, что максимальные изгибные напряжения наблюдаются в сечениях гибкого колеса вблизи зубчатого венца. Напряжения изгиба у фланца гибкого колеса по абсолютной величине практически не изменяются с возрастанием частоты вращения генератора. Эксперименты показали, что изменение величины крутящего момента в пределах номинального момента, передаваемого редуктором (см. рис 6-8), практически не влияет на рост изгибных напряжений в металлополимерном гибком колесе, с ростом крутящего момента напряжения изгиба возрастают по зависимостям, приведенным в [1-4]. На основании полученных осциллограмм построены графики изменения коэффициентов динамичности изгибных напряжений.

Экспериментальные значения коэффициентов динамичности изгибных напряжений исследуемого колеса для его наиболее опасных зон представлены на рис. 11 и 12 кривыми 1 и 2 и показывают их удовлетворительное совпадение с теоретическим расчетом.

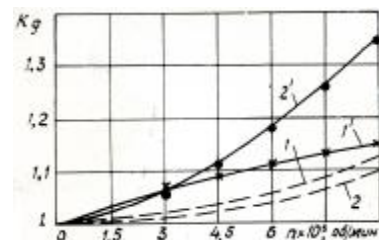


Рис. 11. Изменение коэффициента динамичности изгибных напряжений в окружном направлении в сечении $\xi=0.5$: 1 и 1' – теоретическое и экспериментальное значение для зоны большой оси деформированного колеса; 2 и 2' – теоретическое и экспериментальное значение $K_{дин}$ для зоны малой оси деформированного колеса

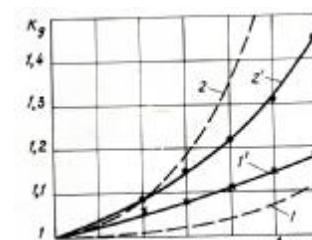


Рис. 12. Изменение коэффициента динамичности изгибных напряжений в осевом направлении в сечении $\xi=0.5$: 1 и 1' – теоретическое и экспериментальное значение $K_{дин}$ для зоны большой оси деформированного колеса; 2 и 2' – теоретическое и экспериментальное значение $K_{дин}$ для зоны малой оси

3. Выводы

1. Достаточно хорошее совпадение результатов теоретических исследований и эксперимента подтверждают правомерность допущений, сделанных при теоретическом исследовании, и подтверждает достоверность выбранных расчетных схем и результатов теоретических расчетов.

2. Экспериментально установлено, что волновые редукторы ввиду их конструктивных отличий от обычных зубчатых передач – наличия гибкого колеса и большого числа одновременно находящихся в зацеплении зубьев – обладают высокими демпфирующими свойствами, что снижает динамические нагрузки в элементах передачи и сокращает время переходных процессов при пуске двигателя. Выяснено, что демпфирование в волновых передачах определяется в основном демпфированием в зубчатом зацеплении, а значение коэффициента относительного рассеяния энергии для волновых передач равно 0.8+1.0.

3. Выяснено, что при докритических скоростях вращения генератора изгибные колебания гибких элементов носят вынужденный характер. Установлено, что если скорость вращения генератора $\omega_r < 0.25\omega_{кр}$, то изгибные напряжения гибких элементов практически мало отличаются от напряжений при статическом нагружении. Это позволяет при таких скоростях вращения генератора не учитывать динамические явления при расчете гибких элементов СВЗП.

Список литературы: 1. Приймаков А.Г., Рудницкий В.И. Напряженно-деформированное состояние и усталостная прочность силовых трехволновых передач с металлополимерными гибкими колесами // Вестник машиностроения. – 1984. – №6. – С.25. 2. Рудницкий В.И., Приймаков А.Г. Расчет напряжения изгиба в гибком металлополимерном колесе трехволновой зубчатой передачи от воздействия генератора волн //ВИНИТИ. Депонированные рукописи. – 1982. – №7. – б/о 803. 3. Рудницкий В.И., Приймаков А.Г., Ткаченко В.Н. Исследование напряженно-деформированного состояния двухслойных гибких колес трехволновых наружных передач // ВИНИТИ. Депонированные рукописи. – 1982. – №7. – б/о 802. 4. Рудницкий В.И., Приймаков А.Г. Теоретическое исследование напряженного состояния двухслойных гибких колес волновых зубчатых передач // Тез. докл. науч.-техн. конф. – Севастополь, 1983. – С.150-151.

Поступила в редколлегию 02.04.2009

Р.В. ПРОТАСОВ, асп. каф. ТММиСАПР, **А.В. УСТИНЕНКО**, канд. техн. наук, доц. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ ЭВОЛЮТНЫХ ПЕРЕДАЧ

Зниження габаритів зубчастих передач є актуальною задачею сучасного машинобудування. Перспективний шлях її розв'язання – застосування еволютних передач із опукло-увігнутим контактом зубців. Отримані рівняння профілів еволютних зубців на основі методу профільних нормалей. Вони необхідні для подальших досліджень якісних показників та міцності еволютних зацеплень.

Lowering of dimensions of gears is an actual task of a modern machine industry. The perspective way of its decision is application of evolute gears with the convex-concave contact. On the basis of method of type normal' the equations of evolute teeth are got. They are needed for further researches of high-quality indexes and durability of evolute gearings.

Актуальность задачи. Ведущей тенденцией современного машиностроения является улучшение массогабаритных характеристик зубчатых передач. Основной фактор, влияющий на габариты традиционных эвольвентных зубчатых колес – контактная прочность поверхностей зубьев. Анализируя общеизвестную формулу Герца

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E}{b_w \rho_{np}}}, \quad (1)$$

где ρ_{np} – приведенный радиус кривизны, являющийся основным геометрическим фактором, влияющим на величину контактных напряжений ($1/\rho_{np} = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2$, здесь знак „+” при двояковыпуклом контакте, а „–”, – при выпукло-вогнутом), мы видим, что за счет увеличения ρ_{np} контактные напряжения σ_H можно уменьшить:

а) *увеличив размеры зубчатых колес.* Это следует из уравнения Эйлера-Савари, которое устанавливает связь радиусов кривизны сопряженных профилей ρ_1 и ρ_2 с радиусами центроид r_1 и r_2 соответственно, а также углом зацепления α . Для полюса зацепления

$$\left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right) \sin \alpha = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}; \quad (2)$$

б) *применяя выпукло-вогнутое зацепление.* Первый путь приводит к возрастанию габаритов зубчатых передач, а второй является весьма перспективным. Поэтому последние 70 лет ведутся интенсивные работы по созданию новых видов зацеплений с выпукло-вогнутым контактом зубьев. Важным достижением в этом вопросе было создание зацепления М.Л. Новикова [1].